

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční návrh cirkulačního čerpadla

Design of a Circulation Pump

Student:

Filip Hranický

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Václav Mosler

Ostrava 2018

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2018

Podpis studenta ..... *Hranický* .....

Prohlašuji, že:

jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),

beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),

bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce, • s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,

užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),

beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2018

.....*Hranický*.....

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Filip Hranický

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kozlovice 168

#### ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HRANICKÝ, F. Konstrukční návrh cirkulačního čerpadla: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 51 s. Vedoucí práce: Ing. Mosler, V.

Bakalářská práce obsahuje popis konstrukce cirkulačního čerpadla a jeho výpočtový návrh. Na začátku je popsáno použití tohoto čerpadla při kalení a důvody tohoto použití. Se znalostmi použití čerpadla, je následně navržena celá konstrukce čerpadla tak, aby vyhovovala jeho použití. Jednotlivé části konstrukce jsou detailně popsány, a poté je proveden také výpočetní návrh rozměrů nejnámahanějších částí konstrukce.

#### ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HRANICKÝ, F. Construction design of circulation pump: bachelor thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018, 51 p. Thesis head: Ing. Mosler, V.

The Bachelor thesis contains description of construction of circulation pump and calculation design. At the beginning is described using of pump in quenching proces and reasons of this using. With knowledge about using of pump, whole construction of pump is designed to suit its application. Each parts of construction are described to details and the calculation of the most forced parts is made as well.

# Obsah

strana

Seznam použitých značek a symbolů .....	6
seznam použitých ilustrací .....	12
Úvod .....	13
1 Použití čerpadla v kalící nádrži .....	14
1.1 Důvody použití a jeho výhody .....	14
1.2 Popis kalící nádrže .....	15
2 Cíle práce .....	17
3 Popis konstrukce.....	18
3.1 Montáž konstrukce ke kalící nádrži .....	19
3.2 Převod výkonu .....	20
3.3 Napínání motorem.....	21
3.4 Utěsnění ložisek .....	22
3.5 Zajištění dalších součástí proti pohybu .....	24
3.5.1 Zajištění vrtule proti axiálnímu pohybu .....	24
3.5.2 Zajištění malé řemenice proti axiálnímu pohybu .....	25
3.5.3 Zajištění velké řemenice proti axiálnímu pohybu .....	25
4 Návrh pohonu .....	26
4.1 Návrh motoru .....	26
4.2 Návrh řemenového převodu .....	27
5 Pevnostní kontrola hřídele .....	32
5.1 Výpočet sil působících na hřídel .....	32
5.2 Kontrola nejmenšího průměru hřídele.....	35
5.3 Kontrola průměru hřídele v místě s $M_{o \max}$ .....	36

5.4 Kontrola kritických míst hřídele na statickou únavu .....	37
5.5 Kontrola kritických míst hřídele na dynamickou únavu.....	39
5.6 Kontrola pera na otlačení .....	40
6 Výpočet trvanlivosti ložisek .....	42
7 Návrh napínacího šroubu .....	46
8 Závěr .....	47
9 Seznam příloh .....	49
10 Seznam použité literatury .....	50

## Seznam použitých značek a symbolů

$\alpha$	úhel opásání hnací řemenice	[°]
$\alpha_B$	úhel drážky řemenice pro řemen typu B	[°]
$\alpha_{\sigma CC}$	součinitel koncentrace napětí pro ohyb v místě C-C	[-]
$\alpha_{\sigma ev}$	součinitel koncentrace napětí v ohybu pro evolventní drážkování	[-]
$\alpha_{\tau CC}$	součinitel koncentrace napětí pro krut v místě C-C	[-]
$\alpha_{\tau ev}$	součinitel koncentrace napětí v krutu pro evolventní drážkování	[-]
$\beta_k$	součinitel vlivu neznámého krutu	[-]
$\beta$	vrubový součinitel	[-]
$\gamma$	doplňkový úhel	[°]
$\varepsilon_v$	součinitel velikosti	[-]
$\eta_c$	součinitel znečištění ložiska	[-]
$\eta_l$	účinnost ložisek volena	[-]
$\eta_p$	součinitel jakosti povrchu	[-]
$\eta_p$	účinnost řemenového převodu volena	[-]
$\vartheta$	viskozita mazacího tuku LA 2 400g	$[mm^2 \cdot s^{-1}]$
$\vartheta_1$	viskozita dle klasifikace ISO VG 100	$[mm^2 \cdot s^{-1}]$
$\vartheta_{1min}$	minimální viskozita	$[mm^2 \cdot s^{-1}]$
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\rho$	poloměr vrubu	[mm]
$\sigma_{aBB}$	amplituda napětí v místě B-B	[MPa]
$\sigma_c$	základní mez únavy v ohybu	[MPa]
$\sigma_c^*$	skutečná mez únavy v ohybu	[MPa]
$\sigma_o$	napětí v ohybu nejmenšího průměru	[MPa]

$\sigma_{oCC}$	ohybové napětí v místě C-C	[MPa]
$\sigma_{oM}$	ohybové napětí v místě s maximálním ohybovým momentem	[MPa]
$\sigma_{red}$	reduované napětí nejmenšího průměru	[MPa]
$\sigma_{redCC}$	reduované napětí v místě C-C	[MPa]
$\sigma_{redM}$	reduované napětí v místě s maximálním ohybovým momentem	[MPa]
$\sigma_t$	napětí v tahu nejmenšího průměru	[MPa]
$\sigma_{tš}$	tahové napětí šroubu	[MPa]
$\sigma_{tCC}$	tlakové napětí v místě C-C	[MPa]
$\tau$	napětí v krutu nejmenšího průměru	[MPa]
$\tau_{CC}$	smykové napětí v místě C-C	[MPa]
$\tau_M$	smykové napětí v místě s maximálním ohybovým momentem	[MPa]
$\vartheta_1$	viskozita dle klasifikace ISO VG 100	$[mm^2 \cdot s^{-1}]$
$\vartheta_{1min}$	minimální viskozita	$[mm^2 \cdot s^{-1}]$
$\sqrt{A}$	Neuberova konstanta vrubové citlivosti	[-]
$A$	osová vzdálenost	[mm]
$A_{max}$	maximální osová vzdálenost	[mm]
$A_{min}$	minimální osová vzdálenost	[mm]
$A_{min}^*$	minimální rozestup mezi řemenicemi	[mm]
$A_{sk max}$	skutečná maximální osová vzdálenost	[mm]
$A_{sk min}$	skutečná minimální osová vzdálenost	[mm]
$B$	šířka ložiska	[mm]
$C$	dynamická únosnost ložiska	[kN]
$C_0$	statická únosnost ložiska	[kN]
$D$	vnější průměr vnějšího kroužku ložiska	[mm]



$D_1$	průměr malé řemenice	[mm]
$D_{1min}$	minimální průměr řemenice	[mm]
$D_{1max}$	maximální průměr řemenice	[mm]
$D_2$	průměr velké řemenice	[mm]
$F$	obvodová síla	[N]
$F_1$	síla od tažné větve	[N]
$F_2$	síla od volné větve	[N]
$F_a$	tahová síla od vrtule	[N]
$F_{ap}$	Maximální přípustné axiální zatížení ložiska	[kN]
$F_o$	předpětí řemene	[N]
$F_r$	radiální síla od vrtule	[N]
$F_t$	tečná síla působící na pero	[N]
$F_v$	výsledná radiální síla od řemenice	[N]
$F_{vv}$	výsledná radiální síla od řemenice pro klínové řemenice	[N]
$K_A$	součinitel jednorázového přetížení	[-]
$L_{10}$	základní trvanlivost ložiska	[mil.ot.]
$L_{10h}$	trvanlivost v provozních hodinách	[hod.]
$L_{10hSKF}$	trvanlivost v provozních hodinách dle SKF	[hod.]
$L_{10SKF}$	základní trvanlivost ložiska dle SKF	[mil.ot.]
$L_p$	normalizovaná délka řemene	[mm]
$L'_p$	návrhová délka řemene	[mm]
$Mk_1$	Kroutící moment malé řemenice	[N·m]
$Mk_2$	kroutící moment na velké řemenici	[N·m]
$M_{oBB}$	ohybový moment v místě B-B	[N·mm]

$M_{oCC}$	ohybový moment v místě C-C	[N·mm]
$M_{omax}$	maximální ohybový moment	[N·mm]
$P$	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
$P_{1min}$	minimální potřebný výkon motoru	[kW]
$P_2$	výkon na vrtuli	[kW]
$P_u$	mezní únavové zatížení ložiska	[kN]
$R_{Ax}$	reakce v ložisku A v ose x	[N]
$R_{Ay}$	reakce v ložisku A v ose y	[N]
$R_{By}$	reakce v ložisku B v ose y	[N]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$R_{vaA}$	Výsledná axiální reakce v podpoře A	[N]
$R_{vrA}$	Výsledná radiální reakce v podpoře A	[N]
$R_{vrB}$	Výsledná radiální reakce v podpoře B	[N]
$a$	vzdálenost mezi $R_{Ay}$ a $F_r$	[mm]
$a_1$	součinitel spolehlivosti	[-]
$a_{SKF}$	součinitel spolehlivosti ložiska dle SKF	[-]
$b$	vzdálenost mezi $R_{Ay}$ a $R_{By}$	[mm]
$c$	vzdálenost mezi $R_{By}$ a $F_{vv}$	[mm]
$d$	průměr díry vnitřního kroužku ložiska	[mm]
$d_3$	nejmenší průměr závitu	[mm]
$d_{šmin}$	minimální průměr šroubu	[mm]
$d_B$	průměr hřídele v místě uložení ložiska B	[mm]
$d_{II}$	průměr v řezu I-I	[mm]
$d_a$	hlavový průměr evolventního drážkování	[mm]

$d_d$	průměr díry pro šroub M4	[mm]
$d_f$	patní průměr evolventního drážkování	[mm]
$d_m$	střední průměr ložiska	[mm]
$e$	Eulerovo číslo	[–]
$e_l$	výpočtový součinitel ložiska	[–]
$f$	součinitel vláknového tření	[–]
$f_0$	součinitel suchého smykového tření u nezaběhnutého řemenu	[–]
$f_k$	součinitel tření v klínové drážce	[–]
$i$	převodový poměr	[–]
$i_{sk}$	skutečný převodový poměr	[–]
$k$	statická bezpečnost nejmenšího průměru	[–]
$k_{min}$	minimální bezpečnost hřídele	[–]
$k_{\check{\tau}}$	bezpečnost proti prokluzu řemene	[–]
$k_{\check{s}}$	bezpečnost šroubu	[–]
$k_M$	bezpečnost v místě s maximálním ohybovým momentem	[–]
$k_{doBB}$	součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu	[–]
$k_{sCC}$	součinitel statické bezpečnosti v místě C-C	[–]
$k_{sTB}$	součinitel statické bezpečnosti ve smyku	[–]
$k_v$	viskózní poměr	[–]
$k_{vBB}$	výsledná bezpečnost v místě B-B	[–]
$l$	vzdálenost mezi silou $F_r$ a místem B-B	[mm]
$l_{minp}$	minimální délka pera	[mm]
$l_p$	délka pera	[mm]
$n_1$	otáčky motoru	[1/min]

$n_{vrtule}$	otáčky vrtule	[1/min]
$p$	exponent rovnice trvanlivost pro ložiska s bodovým stykem	[–]
$p_d$	tlak	[MPa]
$p_{dov}$	dovolený tlak	[MPa]
$s_0$	statická bezpečnost ložiska	[–]
$s_{0min}$	nejmenší požadovaná statická bezpečnost ložiska	[–]
$v_1$	skutečná obvodová rychlost řemenice	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v_{1max}$	maximální rychlost řemene typu Rekord	[m·s <sup>-1</sup> ]
$t_1$	výška pera v náboji	[mm]

## Seznam použitých ilustrací

Obr. 1.1 Půdorys a nárys kalící nádrže s popisem .....	16
Obr. 3.1 Konstrukce cirkulačního čerpadla .....	18
Obr. 3.2 Rám konstrukce čerpadla .....	20
Obr. 3.3 Napínací systém motoru .....	21
Obr. 3.4 Utěsnění ložisek .....	22
Obr. 3.5 Pevná podpora na hřídeli .....	23
Obr. 3.7 Zajištění vrtule proti vysunutí .....	24
Obr. 3.8 Zajištění malé řemenice .....	25
Obr. 3.9 Zajištění velké řemenice .....	25
Obr. 4.1 Diagram určení potřebného průřezu klínového řemene .....	27
Obr. 4.2 Minimální osová vzdálenost .....	29
Obr. 4.3 Montážní napínání řemene .....	30
Obr. 5.1 Síly působící na hřídeli .....	33
Obr. 5.2 Průběh radiálních sil .....	34
Obr. 5.3 Průběh ohybových momentů .....	34
Obr. 5.4 Řez nejmenším průměrem .....	35
Obr. 5.5 Kritická místa na hřídeli .....	37
Obr. 5.6 Vzdálenost síly $F_r$ od řezu C-C a potřebné rozměry v místě C-C .....	37
Obr. 5.7 Rozměry hřídele v průřezu B-B .....	39
Obr. 5.8 Znáznornění síly působící na pero .....	40
Obr. 6.1 Reakce v ložiscích .....	42
Obr. 6.2 Diagram pro určení součinitele $a_{SKF}$ .....	45
Obr. 7.1 Počítaný šroub napínacího zařízení .....	46

## Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá především konstrukčním návrhem cirkulačního čerpadla a výpočetním návrhem nejnamáhanějších částí této konstrukce.

Čerpadlo je určeno pro použití v kalící nádrži s nucenou cirkulací kalícího média, kde právě tuto cirkulaci zajišťuje. Bez použití tohoto čerpadla jsou znehodnocovány schopnosti kalícího média plnit svoji funkci a také je snížena samoochlazovací schopnost nádrže. To vše je způsobeno vlivem usazujících se nečistot. Tyto nečistoty se do kalícího média dostávají z vnějšího okolí a také skrze kalenou součást, která obsahuje nečistoty vzniklé při předchozích zpracováních. Aby se tomuto usazování nečistot zabránilo, používá se v kalící nádrži cirkulační čerpadlo, které tyto problémy do značné části eliminuje.

Čerpadlo musí splňovat několik parametrických a konstrukčních požadavků. Jednotlivé konstrukční body jsou v této práci důkladně navrženy a také pro lepší pochopení popsány a opatřeny obrázkem. Velmi podstatnou roli celé konstrukce představuje hřídel přenášející kroutící moment na vrtuli čerpadla. Tato hřídel bude pevnostně počítána a zkontrolována staticky i dynamicky.

# 1 Použití čerpadla v kalící nádrži

Navrhované čerpadlo se používá především v kalící nádrži při ochlazování součástí, kde zajišťuje cirkulaci kalícího média.

## 1.1 Důvody použití čerpadla při kalení a jeho výhody

- **Víření vody**

Vlivem otáčení vrtule čerpadla je zajištěno lepší proudění kapaliny a cirkulace kalícího média. Cirkulace média zajišťuje lepší chlazení, jelikož část média, která je ohřívána žhavou součástí, se prouděním vymění s chladnější částí média.

- **Zabránění usazování nečistot**

Víření vody zajišťuje neustálý pohyb média a tím i pohyb všech nečistot. Tyto nečistoty pak nemají čas usazovat se na bočnicích nádrže a jejím dnu. Díky tomu je zajištěno mnohem snadnější čištění nádrže.

- **Zajištění správného směru kapaliny**

V kalící nádrži hraje důležitou roli sedimentační clona. Tato clona zachycuje většinu nečistot v kalící nádrži, aby následně mohly být odvedeny vypouštěcím otvorem. Sedimentační clona však dokáže svou funkci plnit neefektivněji, pokud je směr proudění média kolmý na její čelní plochu. Správné proudění dokáže zajistit právě naše cirkulační čerpadlo. Velkou výhodou je, že sedimentační clona, která má tvar kruhového prstence, dokáže svoji funkci plnit i při změně směru proudění kapaliny.

Lepší efektivita sedimentační clony přináší další výhody. Jelikož se zachycené nečistoty usazují uvnitř sedimentační clony, tak při otevření vypouštěcího otvoru se odvádějí jen nečistoty s velmi malým množstvím kalícího média. Toto odvedené množství kalícího média je pak bez problému doplněno.

Další výhodou clony je zabraňování úniku clonou zachycených nečistot do oběhu kalícího média. Kalící médium tudíž není tolik znehodnocováno, plní lépe svoji funkci a nemusí se tak často měnit. Tím, že jsou nečistoty uvnitř clony, která je situována kolem vypouštěcího otvoru, není nutné mít spádované dno. Toto spádované dno bylo nutné

používat při kalení bez nucené cirkulace, aby se nečistoty mohly odvádět vypouštěcím otvorem a neusazovaly se na dně. Jeho použití však nebylo efektivní, značně zvyšovalo ekonomické náklady a složitost výroby nádrže.

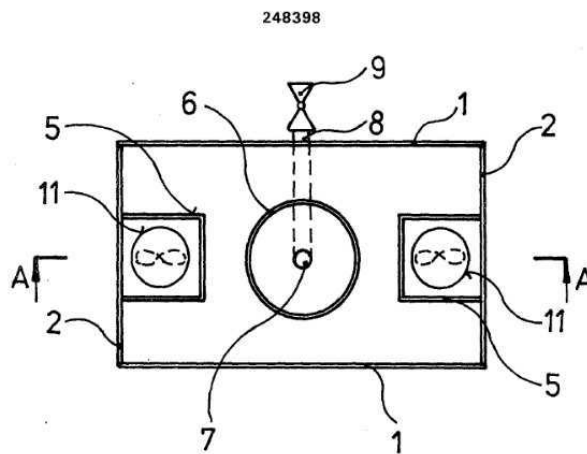
## 1.2 Popis kalící nádrže

Nádrže pro kalící médium, které jsou určené především pro kalící automaty s indukčním ohřevem, bývají zpravidla čtvercového nebo obdélníkového průřezu. [obr. 1.2.1].

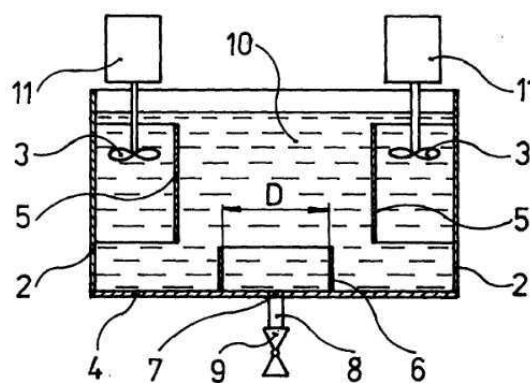
Kalící nádrž se skládá z bočnic a dna, které je na tyto bočnice kolmé. Ke dvěma bočnicím je přivařena, nebo jinak přimontována konstrukce cirkulačního čerpadla. Čerpadlo je poháněno motorem. Tento motor je nutné umístit nad nádrž nebo mimo ni, aby nedošlo ke kontaktu s kalícím médiem. Konstrukce čerpadla je chráněna přepážkami. Tyto přepážky zamezují kontaktu čerpadla s kalenými součástmi, které by mohly být otáčející se vrtulí poškozeny, a zároveň také zamezují poškození konstrukce čerpadla vlivem kalené součásti. Na dně nádrže je sedimentační clona, která zachytává nečistoty v nádrži. Tato sedimentační clona je kruhového tvaru o průměru  $D$  a výška clony se pohybuje v rozmezí  $(0,2 \div 0,6) \cdot D$ . ve středu této clony je umístěn vypouštěcí otvor. Tímto otvorem jsou odváděny nečistoty zachycené sedimentační clonou do vypouštěcího potrubí. Otvírání potrubí je zajištěno kohoutem. Aby nádrž mohla plnit svoji funkci, je do určité výšky naplněna kalícím médiem. Celý popis je znázorněn na obrázku [obr. 1.2].



- 1,2 – bočnice nádrže  
 3 – cirkulační čerpadlo  
 4 – dno nádrže  
 5 – přepážky  
 6 – sedimentační clona  
 7 – vypouštěcí otvor  
 8 – vypouštěcí potrubí  
 9 – kohout  
 10 – kalící médium  
 11 – pohon



Obr. 1



Obr. 2

Severografia, n. p., MOST

Cena 2,40 Kčs

Obr. 1.1 Půdorys a nárys kalící nádrže s popisem [16]

## 2 Cíle práce

- Návrh konstrukce čerpadla, které umožňuje cirkulaci kapaliny, dle rozměrových a provozních požadavků

Celé čerpadlo je nutné navrhnout spolehlivě a funkčně. Celá konstrukce musí být smontovatelná. Všechny potřebné informace a parametry jsou uvedeny v zadání. Je doporučeno, aby byla vrtule čerpadla minimálně 1 metr pod horní hranou bočnice.

- Možnost montáže konstrukce k boční stěně nádrže

Konstrukce čerpadla musí být pevně spojená s bočnicí nádrže

- Přenos výkonu

Pro pohon čerpadla je potřeba vybrat vyhovující motor a vhodný mechanismus pro přenos výkonu z hřídele motoru na hřídel čerpadla

- Napínání motoru

Jelikož bude pro přenos výkonu vybrán řemenový převod, bude také nutné vymyslet mechanismus pro napínání motoru.

- Utěsnění ložisek

Větší část hřídele bude umístěna pod hladinou kalícího média. Hřídel bude uložena v ložiscích a tyto ložiska bude nutné utěsnit, aby se do nich nedostalo kalící médium.

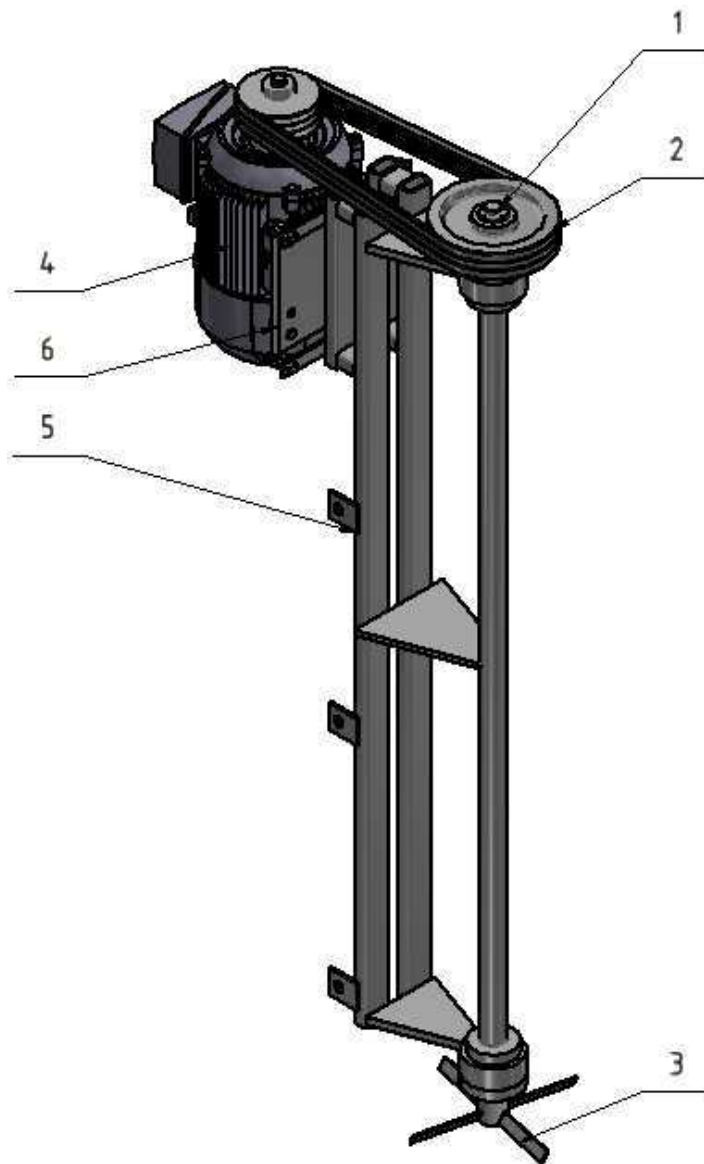
- Návrh a kontrola hřídele

Hřídel je důležitou částí celého mechanismu. Jelikož bude snášet největší zatížení, je nutné tuto hřídel správně navrhnout a zkontrolovat bezpečnost v kritických místech.

### 3 Popis konstrukce

V této kapitole jsou blíže popsána složitější konstrukční řešení vytyčené v cílech práce. 3D model celé konstrukce je zobrazen na obrázku [Obr. 3.1]

- 1 – hřídel čerpadla
- 2 – řemenový převod
- 3 – vrtule čerpadla
- 4 – motor čerpadla
- 5 – rám čerpadla
- 6 – napínání motoru



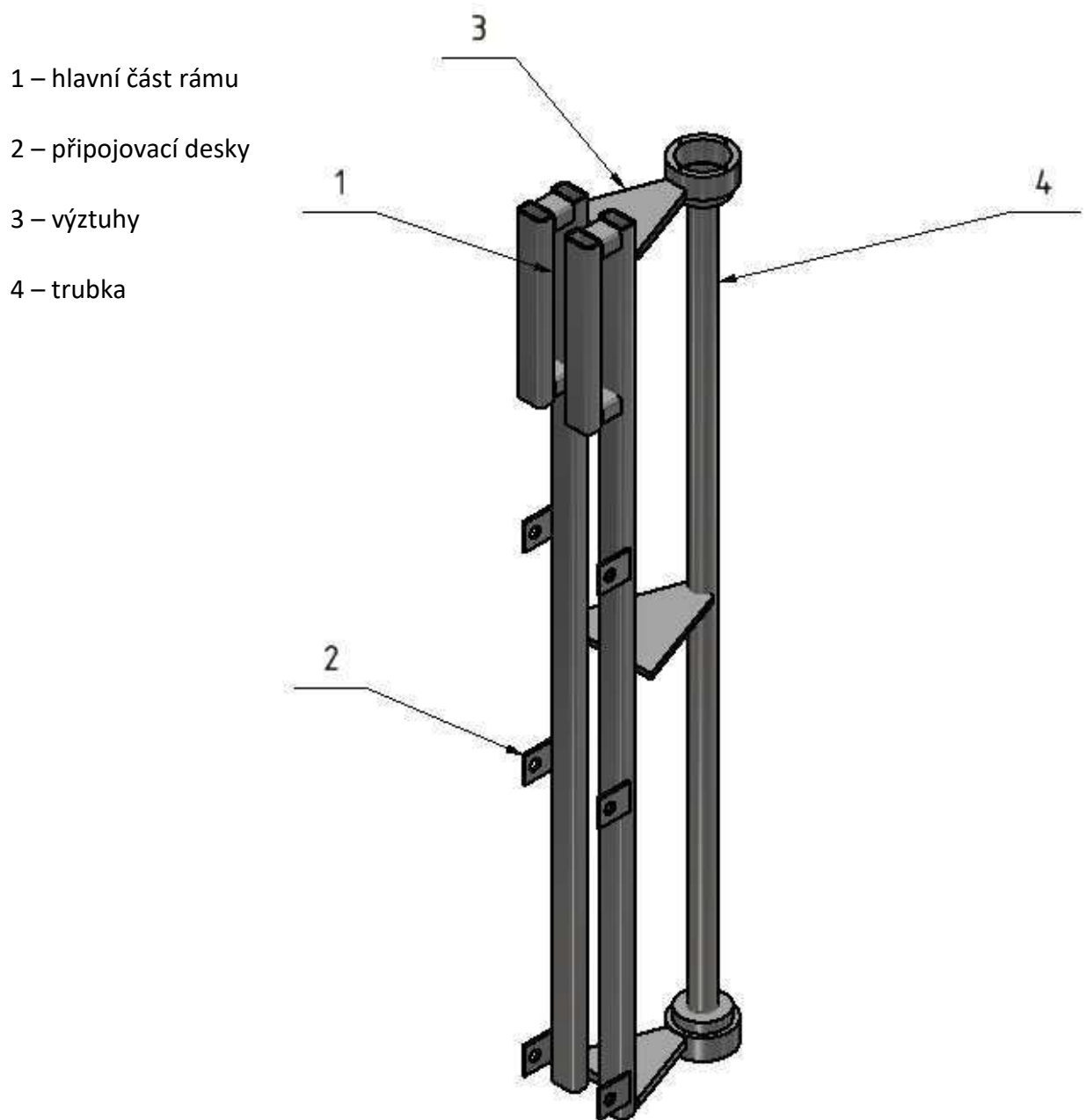
*Obr. 3.1 Konstrukce cirkulačního čerpadla*

Na Obr. 3.1 je znázorněna 3D konstrukce čerpadla v případě smontování všech dílů. Rám (5) bude pevně přichycen k bočnici nádrže. Na rám se následně namontuje napínání motoru (6). Motor (4) bude následně k tomuto napínání přimontován šrouby. Do konstrukce rámu (5) bude vložena hřídel (1), včetně dalších dílů popsaných v kapitole 3.4. Poté se na konstrukci namontuje řemenový převod (2). Nakonec se na konec hřídele nasune a zajistí vrtule čerpadla (3).

### 3.1 Montáž konstrukce ke kalící nádrži

Pro zajištění stálého směru proudění média a celkové bezpečnosti práce čerpadla, musí být konstrukce dobře upevněna k bočnici nádrže a musí být zajištěna vzájemná tuhost mezi nádrží a čerpadlem.

Hlavní rámová konstrukce (1) je složena z obdélníkových profilů typu – *dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219 rozměr 50x30x4* [17]. Tato konstrukce je opatřena šesti deskami (2) sloužícími pro montáž ke kalící nádrži. Desky jsou opatřeny dírami  $\varnothing 20$  mm. Díry mohou sloužit pro montáž pomocí šroubů a matic nebo pomocí čepů a rozpěrných kroužků. Ke konstrukci jsou dále navařeny tři výztuhy (3) podpírající trubku (4), ve které je uložena hřídel spolu s dalšími součástmi. Všechny tyto díly dohromady tvoří svařovaný rám cirkulačního čerpadla.



*Obr. 3.2 Rám konstrukce čerpadla*

## 3.2 Přenos výkonu

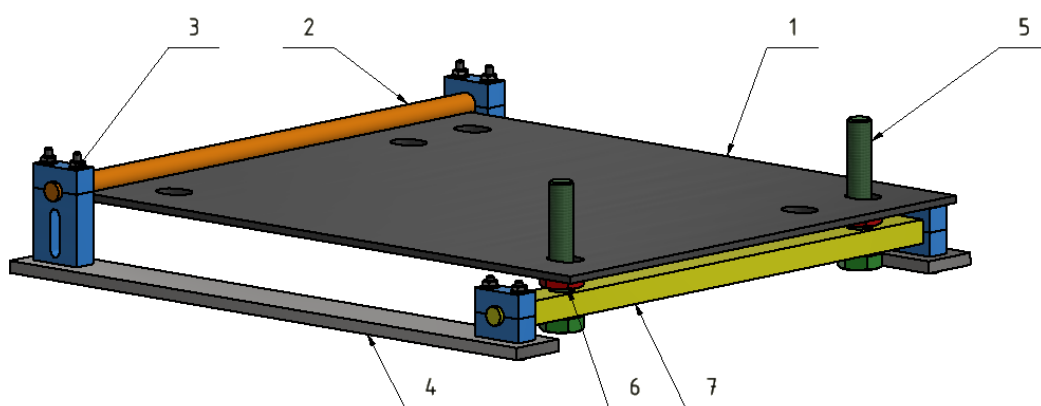
Aby čerpadlo fungovalo, musí se navrhnut vhodný převodový mechanismus, který přenesení výkon z motoru na čerpadlo.

Pro čerpadlo byl zvolen řemenový převod díky své jednoduché konstrukci, nenáročné údržbě a malým výrobním nákladům.

### 3.3 Napínání motoru

Volbou řemenového převodu vyplynula nutnost vymyslet napínání řemene pro zajištění správné funkce převodu. Tato nutnost je způsobená opotřebováváním řemene, které se projevuje prodloužením řemene.

Pro napínání byl zvolen praktičtější a častěji používaný způsob napínání motoru. Další možností bylo nakoupit napínací mechanismus a vymyslet jeho vhodné uchycení k rámu. Tato možnost však není výhodná, jelikož zvyšuje náklady a složitost konstrukce.



Obr. 3.3 Napínací systém motoru

1 – základová deska

5 – šroub

2 – válcová tyč

6 – matice

3 – objímka

7 – obdélníková tyč

4 – deska

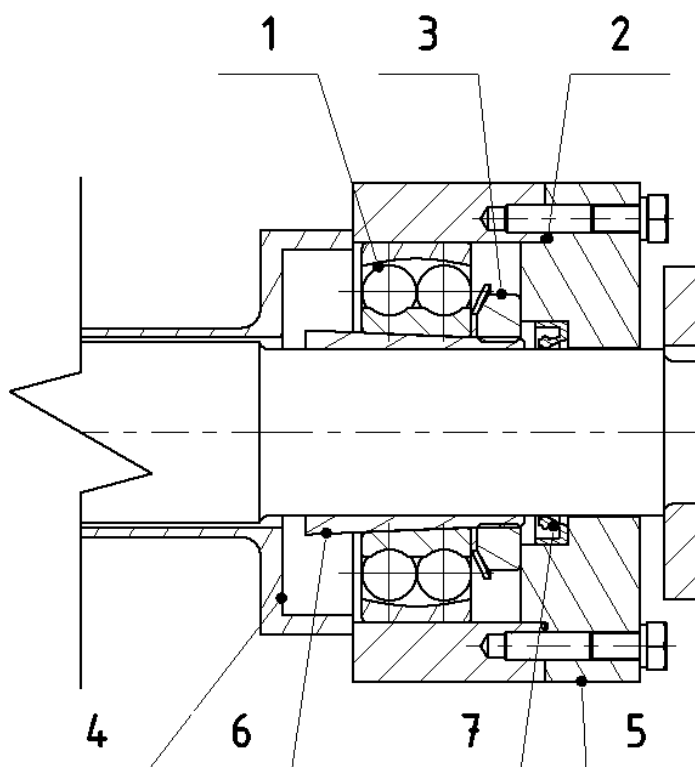
Napínací systém je zobrazen na obrázku (Obr. 3.3). Základová deska, na kterou bude položen motor, (1) je přivařena k válcové tyči (2). Tato tyč je otočně uložena v objímkách (3), které jsou staženy šroubem a maticí. Tyč je zároveň osou vyklápění. Na druhé straně je umístěná tyč obdélníkového průřezu (7). Tato tyč je také otočně uložena v objímkách. Touto tyčí jsou prostrčeny dva šrouby  $M10 \times 1,25$  ČSN EN 28676 (5). Tyto šrouby připevňují motor k desce a zároveň slouží k napínání motoru. Šrouby jsou opatřeny dvěma maticemi  $M10 \times 1,25$  ČSN EN 24032 (6). Jedna matka je umístěna mezi otočnou tyčí a základovou deskou, druhá bude stahovat motor k desce. Matky umožňují fixaci vyklopené desky na

požadované předpětí řemene. Celý systém je připevněn ke dvěma deskám (4) pomocí šroubů stahující objímky. Desky budou následně přivařeny k rámu konstrukce.

### 3.4 Utěsnění ložisek

Hřídel pohánějící vrtuli bude uložena v ložiscích. Jelikož značná část hřídele bude umístěna pod hladinou, musí být zajištěno kvalitní utěsnění těchto ložisek. V případě, že by těsnění nefungovalo a kalící médium se dostalo do prostoru ložisek, došlo by k poškození jejich funkčnosti a účinnosti.

1. ložisko [11]
2. O-kroužek [19]
3. KM matice s MB podložkou [20]
4. trubka svařovaného rámu
5. víko
6. stahovací kuželové pouzdro [20]
7. gufero [18]



Obr. 3.4 Utěsnění ložisek

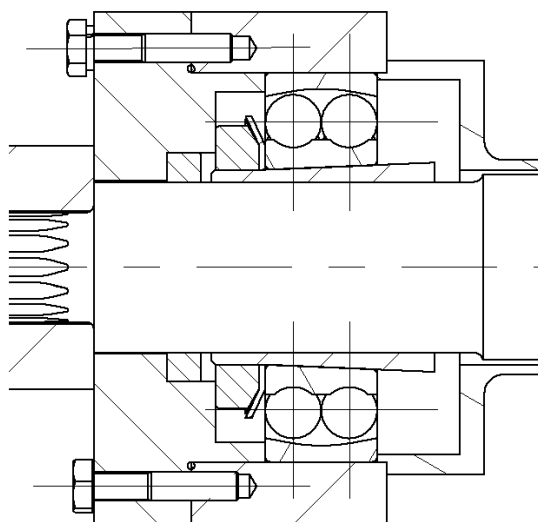
Utěsnění ložisek je znázorněno na obrázku (Obr. 3.4). Ložisko (1) bude na hřídeli uloženo na kuželovém stahovacím pouzdru (6) s KM maticí a MB podložkou (3). Toto uložení zajišťuje ložisko proti axiálnímu posuvu na hřídeli. Vnější kroužek ložiska obíhá na vnitřním průměru trubky svařované konstrukce (4). K této trubce je přišroubováno víko (5) pomocí čtyř šroubů *M10 ČSN EN 24015*. Toto víko je opatřeno osazením, které zapadá do vnitřního průměru trubky. Pro utěsnění mezi víkem a trubkou je do rohu tohoto osazení umístěn O-kroužek (2) *FPM 75 80x1,5*. Ve víku je také umístěn úložný prostor pro umístění Gufera (7) *NBR BS 35x47x7*. Gufero zajišťuje utěsnění mezi víkem a hřídelí. Druhé ložisko je

utěsněno stejným způsobem jako již popsané ložisko. Tímto utěsněním vzniká mezi ložisky uzavřený prostor.

### **Ložiska jako podpory:**

Hřídel v této konstrukci představuje prostý nosník. Prostý nosník je nutné podložit dvěma podporami, pevnou a posuvnou.

Jako pevná podpora bylo navrženo ložisko umístěné blíže k vrtuli čerpadla. Vnitřní kroužek ložiska je proti axiálnímu pohybu zajištěný pomocí stahovacího pouzdra s KM maticí a MB podložkou. Vnější kroužek ložiska je zajištěn proti axiálnímu pohybu tvarem víka a tvarem trubky, viz. obrázek (Obr. 3.5).



*Obr. 3.5 Pevná podpora na hřídeli*

Jako posuvná podpora bylo navrženo ložisko umístěné blíže k velké řemenici. U tohoto ložiska je opět vnitřní kroužek zajištěn proti axiálnímu pohybu kuželovým stahovacím pouzdrem s KM maticí a MB podložkou. Vnější kroužek je však volný a může se v případě drobných axiálních pohybů posouvat na vnitřním průměru většího kroužku. Tyto axiální pohyby mohou vznikat například vlivem tepelných dilatací. Jedná se tedy o velmi malé posuvy, viz. obrázek (Obr. 3.4).

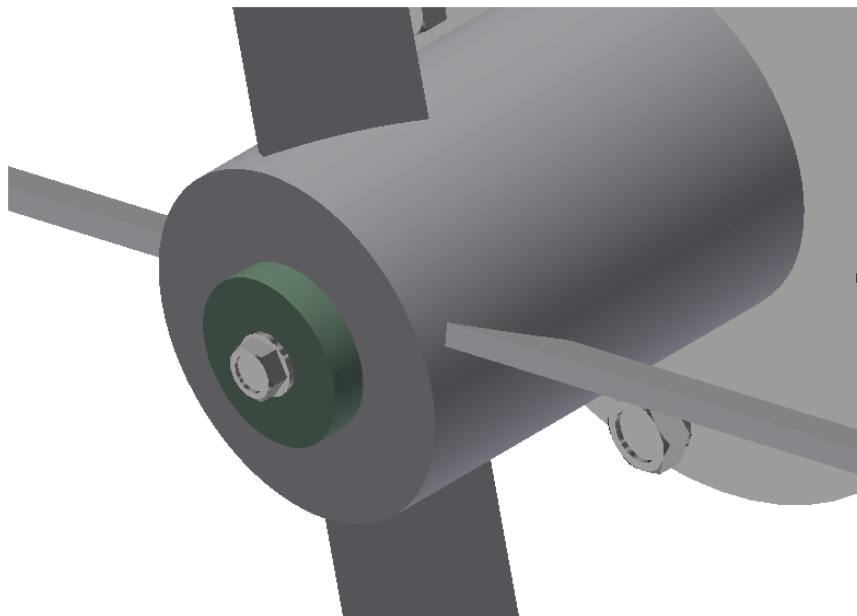


### 3.5 Konstrukční zajištění dalších částí

V této kapitole si stručně popíšeme jednoduchá konstrukční zajištění proti axiálnímu pohybu pro řemenová kola a vrtuli čerpadla.

#### 3.5.1 Zajištění vrtule proti axiálnímu pohybu

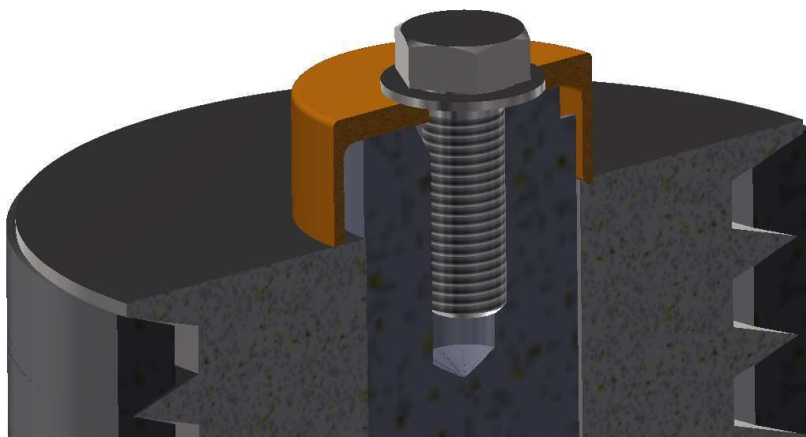
Vrtule bude při provozu vlivem otáčení působit tlakovou silou na odsazení hřídele. Jelikož je konstrukce situována vertikálně, bude mít při klidovém režimu, vlivem vlastní tíhy, tendenci se vysouvat. Vrtule je proti axiálnímu pohybu zajištěna pomocí desky. Deska bude přišroubována k hřídeli pomocí šroubu *M4 ISO 4015* [4] (Obr. 3.7)



*Obr. 3.7 Zajištění vrtule proti vysunutí*

### 3.5.2 Zajištění malé řemenice proti axiálnímu pohybu

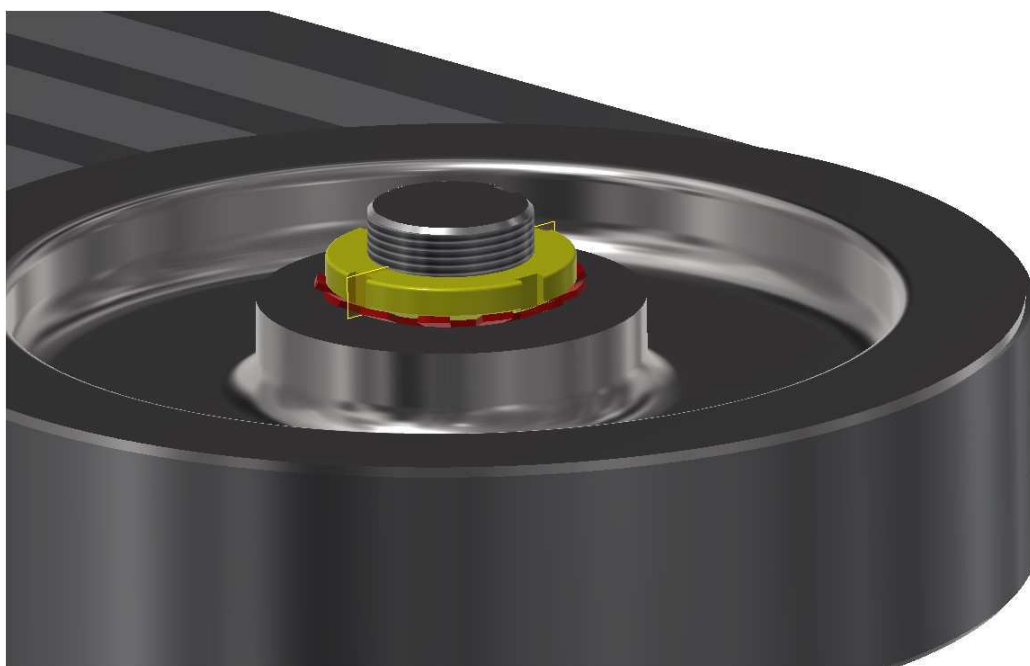
Malá řemenice bude nasazena na výstupní hřídel motoru. Tato hřídel již obsahuje předvrtanou díru pro šroub. Z toho důvodu je použito zajištění pojistnou deskou a šroubem  $M12 \times 1,5 \times 35$  ČSN EN ISO 8676 [4] (Obr. 3.8).



*Obr. 3.8 Zajištění malé řemenice*

### 3.5.2 Zajištění velké řemenice proti axiálnímu pohybu

Zajištění velké řemenice na hřídeli proti axiálnímu posuvu je zajištěno pomocí KM matice s MB podložkou (Obr. 3.9).



*Obr. 3.9 Zajištění velké řemenice*

## 4. Návrh pohonu

V této kapitole je početně navrhnut zvolený řemenový převod (viz. kapitola 3.2). Pro řemenový převod je zde také navržen vhodný motor, který bude celou konstrukci pohánět.

### 4.1 Návrh motoru

Při návrhu pohonu se vycházelo ze zadaných požadavků na výkon na vrtuli a požadovaných otáček této vrtule.

Minimální potřebný výkon motoru:

$$P_{1min} = \frac{P_2}{\eta_p \cdot \eta_l} = \frac{3,6}{0,95 \cdot 0,99} = 3,83 \text{ kW} \quad (4.1)$$

Kde:

$\eta_p$  – účinnost řemenového převodu volena  $\eta_p = 0,95$  [2]

$P_2$  – požadovaný výkon na vrtuli - viz zadání

$\eta_l$  – účinnost ložisek volena  $\eta_l = 0,99$  [2]

Na základě výše provedených výpočtů byl zvolen motor od společnosti SIEMENS.

**Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1DD33 5.5kW,720ot.** [6]

Kroutící moment na malé řemenici:

$$Mk_1 = \frac{P_{1min} \cdot 60 \cdot 10^3}{n_1 \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{3,83 \cdot 60 \cdot 10^3}{720 \cdot 2 \cdot \pi} = 50,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.2)$$

Kde:

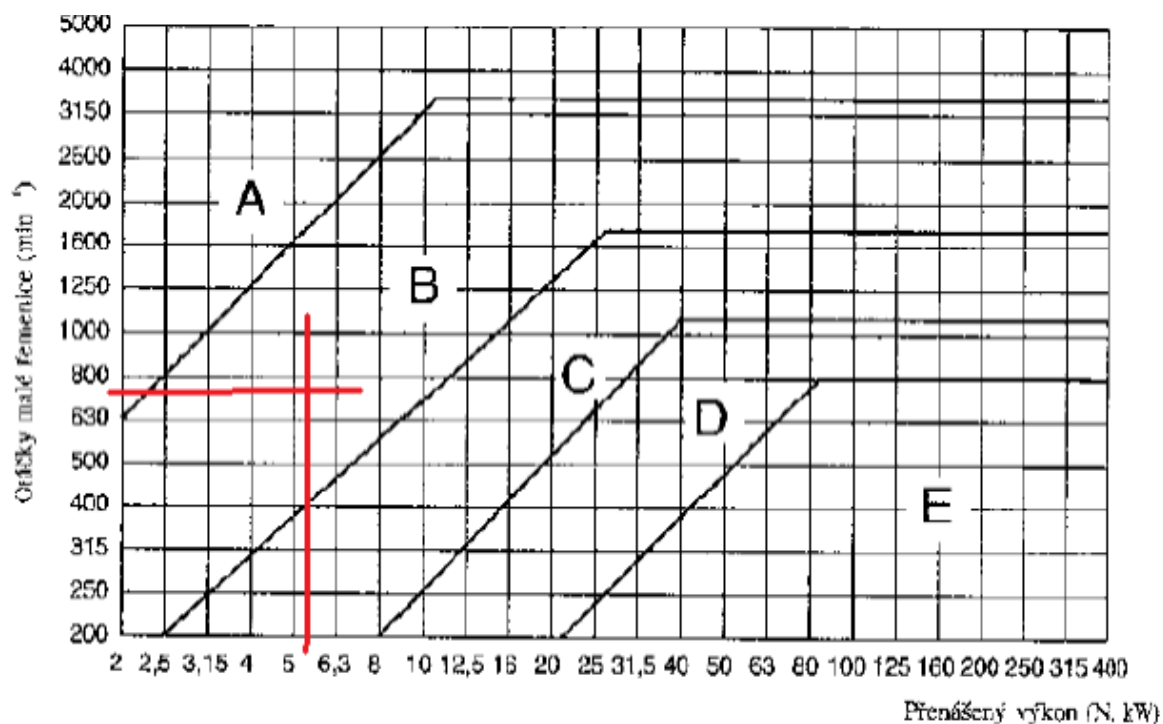
$n_1$  – otáčky motoru - viz zadání

## 4.2 Návrh řemenového převodu

Pro přenos výkonu z motoru na hřídel byl zvolen řemenový převod s klínovým řemenem.

Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene:

Dáno: - výkon motoru  $P_1=5,5$  kW [6]  
- otáčky motoru  $n_1=720$  min<sup>-1</sup> [6]



Obr. 4.1 Diagram určení potřebného průřezu klínového řemene [2]

Dle obr. 4.1 volím klínový řemen typu B, provedení Rekord.

Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenice:

Minimální průměr  $D_{1min}$  se stanovuje s ohledem na ohybové namáhání, díky kterému by mohl řemen popraskat. Tyto průměry určuje norma ČSN 02 3179.

Dle lit. [2] volím  $D_{min} = 125$  mm.

Návrh výpočtových průměrů řemenic  $D_1$  a  $D_2$ :

Výpočtové průměry jsou průměry, které odpovídají neutrální vrstvě vláken průřezu ohnutého řemene. Jejich velikost se stanovuje podle normalizované řady průměrů stanovených ČSN 02 3180. [2]

Maximální průměr řemenice:

$$D_{1max} = \frac{60000 \cdot v_{1max}}{\pi \cdot n_1} = \frac{60000 \cdot 30}{\pi \cdot 720} = 795,7mm \quad (4.3)$$

Kde:

$v_{1max}$  – pro provedení řemene typu Rekord =  $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  [2]

Volba průměru řemenice:

Na základě určení minimálního a maximálního průměru byl zvolen průměr řemenice  $D_1=125 \text{ mm}$ .

Kontrola:  $D_{min} \leq D_1 \leq D_{1max} \rightarrow 125 \leq 125 \leq 795,7 \Rightarrow \text{vyhovuje}$

Skutečná obvodová rychlost řemenice:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,125 \cdot 720}{60} = 4,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4)$$

Výpočet průměru velké řemenice  $D_2$ :

$$D_2 = D_1 \cdot i = 125 \cdot 1,6 = 200 \text{ mm} \quad (4.5)$$

Kde:

$i$  - převodový poměr

$$i = \frac{n_1}{n_{vrtule}} = \frac{720}{450} = 1,6 \quad (4.6)$$

Dle normalizované řady průměrů byl zvolen průměr řemenice  $D_2=200 \text{ mm}$ . [2]

Skutečný převodový poměr:

$$i_{sk} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - s)} = \frac{200}{125 \cdot (1 - 0,01)} = 1,616 \quad (4.7)$$

Kde:

$s$  – pružný skluz pro klínový řemen rekord = 0,01 [2]

Návrh osové vzdálenosti:

$$A_{min} \leq A \leq A_{max}$$

$$A_{min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (200 - 125) = 53,03mm \quad (4.8)$$

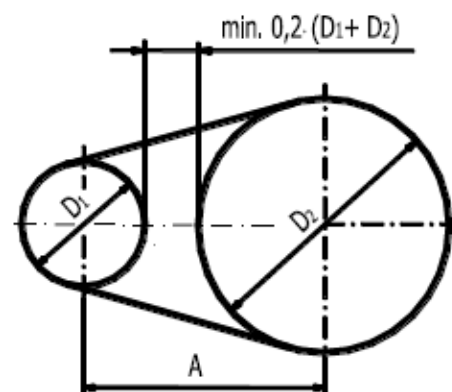
$$A_{max} = 2 \cdot (D_2 + D_1) = 2 \cdot (200 + 125) = 650mm \quad (4.9)$$

S přihlédnutím k průměru vrtule a šířce motoru byla zvolena osová vzdálenost  $A=400$  mm.

U zvolené osově vzdálenosti je ještě nutné zkontrolovat, zda splňuje minimální rozestup mezi řemenicemi.

$$\begin{aligned} A_{min}^* &= 0,2 \cdot (D_2 + D_1) \\ A_{min}^* &= 0,2 \cdot (200 + 125) = 65mm \end{aligned} \quad (4.10)$$

Podmínka je splněna, osová vzdálenost tudíž vyhovuje všem požadavkům.



Obr. 4.2 Minimální osová vzdálenost [2]

#### Určení délky řemene:

$$\begin{aligned} L_p' &= 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{\gamma}{180} \right) + \pi \cdot D_2 \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{\gamma}{180} \right) \\ L_p' &= 2 \cdot 400 \cdot \sin \frac{169,241}{2} + \pi \cdot 125 \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{5,3795}{180} \right) + \pi \cdot 200 \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{5,3795}{180} \right) \\ L_p' &= 1357,68mm \end{aligned} \quad (4.11)$$

Kde:

$\alpha$  – úhel opásání hnací řemenice

$$\alpha = 2 \cdot \cos^{-1} \left( \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \right) = 2 \cdot \cos^{-1} \left( \frac{200 - 125}{2 \cdot 400} \right) = 169,241^\circ \quad (4.12)$$

$\gamma$  – doplňkový úhel

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - \frac{169,241}{2} = 5,3795^\circ \quad (4.13)$$

Dle lit [2] volím normalizovanou délku řemene  $L_p=1400$  mm.

#### Skutečná osová vzdálenost:

$$\begin{aligned} A_{sk} &= \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_1 + D_2)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \\ A_{sk} &= \frac{1,04 \cdot 1400 - \frac{\pi}{2} \cdot (125 + 200) - \frac{\pi \cdot 5,3795}{180} \cdot (200 - 125)}{2 \cdot \sin \frac{169,241}{2}} \end{aligned} \quad (4.14)$$

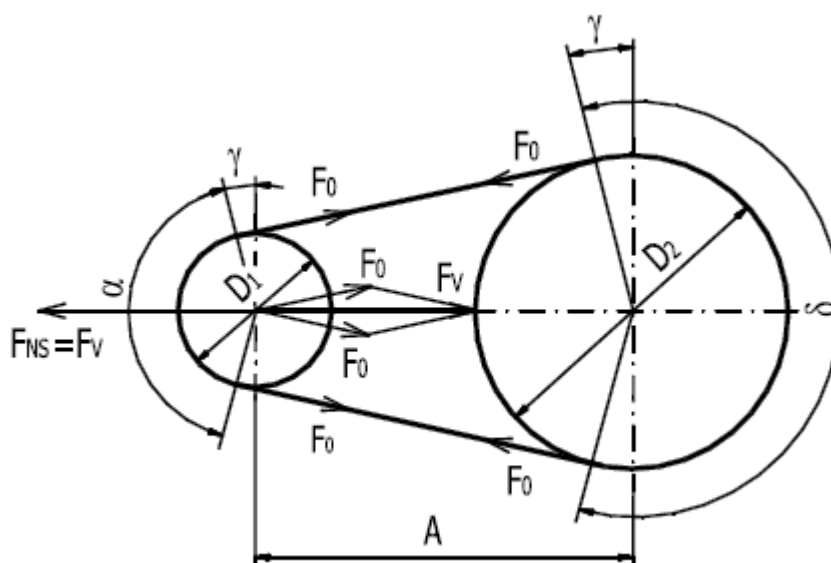
$$A_{sk} = 471,3mm$$

### Stanovení potřebného počtu řemenů:

Potřebný počet řemenů byl vypočítán pomocí programu ContiTech Power Transmission Designer [15]. Po zadání, již známých hodnot do tohoto programu, bylo vypočítáno, že pro přenos výkonu z malé řemenice na velkou řemenici jsou potřeba tři řemeny.

Podrobná zpráva o těchto výpočtech, včetně specifikace řemenu, je uvedena v příloze A.

### Výpočet předpětí řemene:



Obr. 4.3 montážní napínání řemene [2]

Potřebné předpětí  $F_0$ :

$$F_0 = k_f \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1} = 1,3 \cdot \frac{812,8}{2} \cdot \frac{e^{1,39 \cdot \frac{169,241 \cdot \pi}{180}} + 1}{e^{1,39 \cdot \frac{169,241 \cdot \pi}{180}} - 1} = 552 \text{ N} \quad (4.15)$$

Kde:

$k_f$  – bezpečnost proti prokluzu řemene byla zvolena 1,3 [2]

$F$  – obvodová síla:

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 50,8 \cdot 10^3}{125} = 812,8 \text{ N} \quad (4.16)$$

$f_k$  – součinitel tření v klínové drážce:

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha_B}{2}} = \frac{0,407}{\sin \frac{34}{2}} = 1,39 \quad (4.17)$$

Kde:

$\alpha_B$  – úhel drážky řemenice. Pro řemen typu B  $\alpha=34^\circ$  [2]

$f$  – součinitel vláknového tření

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 4,71 = 0,407 \quad (4.18)$$

Kde:

$f_0$  – součinitel suchého smykového tření u nezaběhnutého řemenu volen 0,35 [2]

#### Napínání řemene:

Aby bylo docíleno potřebného předpětí a zároveň snadné montáže a demontáže, stanovíme meze osové vzdálenosti, ve kterých se může měnit.

$$A_{sk \max} = A_{sk} - 0,015 \cdot L_p = 471,3 - 0,015 \cdot 1400 = 450,3mm \quad (4.19)$$

$$A_{sk \min} = A_{sk} + 0,030 \cdot L_p = 471,3 + 0,030 \cdot 1400 = 513,3mm \quad (4.20)$$



## 5. Pevnostní kontrola hřídele

V této kapitole bude navržena a pevnostně zkontrolována hřídel čerpadla. Budou spočteny síly působící na hřídel a následně zkontrolována kritická místa hřídele.

### 5.1 Výpočet sil působících na hřídel

Při těchto výpočtech se vychází z již známých sil, které vznikají na velké řemenici a při otáčení vrtule.

Síly od řemenice působící na hřídel:

Síla od tažné větve –

$$F_1 = F_0 + \frac{F}{2} = 552 + \frac{812,8}{2} = 958,4N \quad (5.1)$$

Kde:

$F_0$  – předpětí řemene viz (4.15)

$F$  – obvodová síla viz (4.16)

Síla od volné větve –

$$F_2 = F_0 - \frac{F}{2} = 552 - \frac{812,8}{2} = 145,6N \quad (5.2)$$

Výsledná síla – tato síla bude působit na hřídel jako radiální.

$$\begin{aligned} F_v &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha} \\ &= \sqrt{958,4^2 + 145,6^2 + 2 \cdot 958,4 \cdot 145,6 \cdot \cos 169,241} = 809,5N \end{aligned} \quad (5.3)$$

Tuto sílu je ještě nutné vynásobit koeficientem zohledňujícím zatížení pro klínové řemeny. Hodnotu tohoto koeficientu volíme 2 dle [2].

$$F_{vv} = 2 \cdot F_v = 2 \cdot 809,5 = 1619 N \quad (5.4)$$

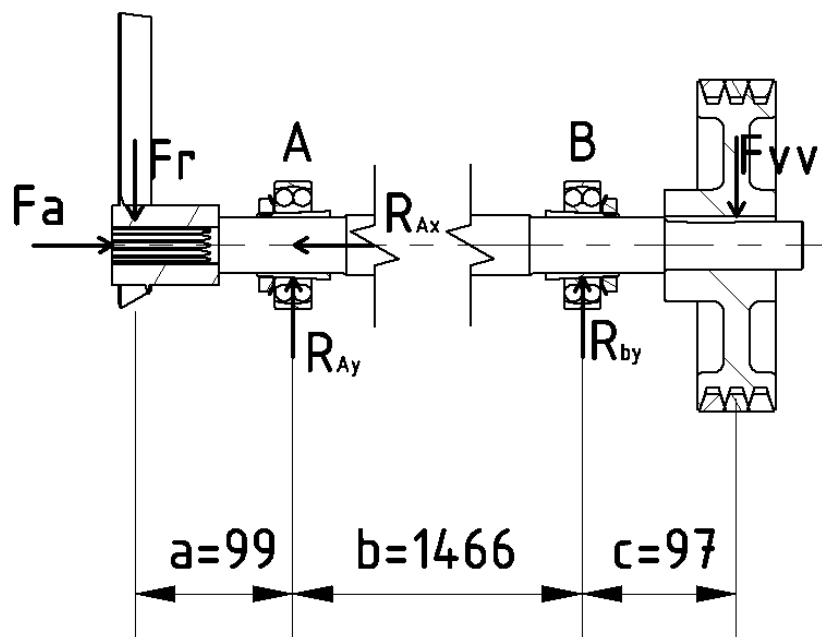
Síly od vrtule působící na hřídel:

Tahová síla vrtule vytvářející tlak na hřídel  $F_a = 250 N$ .

Radiální síla od vrtule  $F_r$  – tato síla byla odhadnuta jako 10 % tahové síly  $F_a$ .

$$F_r = 0,1 \cdot 250 = 25N \quad (5.5)$$

Reakce v ložiscích:



*Obr. 5.1 Síly působící na hřídeli*

Reakce v ložisku B:

$$\sum_{i=1}^n M_A = F_r \cdot a + R_{By} \cdot b - F_{vv} \cdot (b + c) = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{vv} \cdot (b + c) - F_r \cdot a}{b} = \frac{1619 \cdot (1466 + 97) - 25 \cdot 99}{1466} = 1724,5 \text{ N} \quad (5.6)$$

Reakce v ložisku A:

$$\sum_{i=1}^n M_B = -F_{vv} \cdot c + F_r \cdot (a + b) + R_{Ay} \cdot b = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{vv} \cdot c + F_r \cdot (a + b)}{b} = \frac{-1619 \cdot 97 + 25 \cdot (1466 + 97)}{1466} = -80,5 \text{ N} \quad (5.7)$$

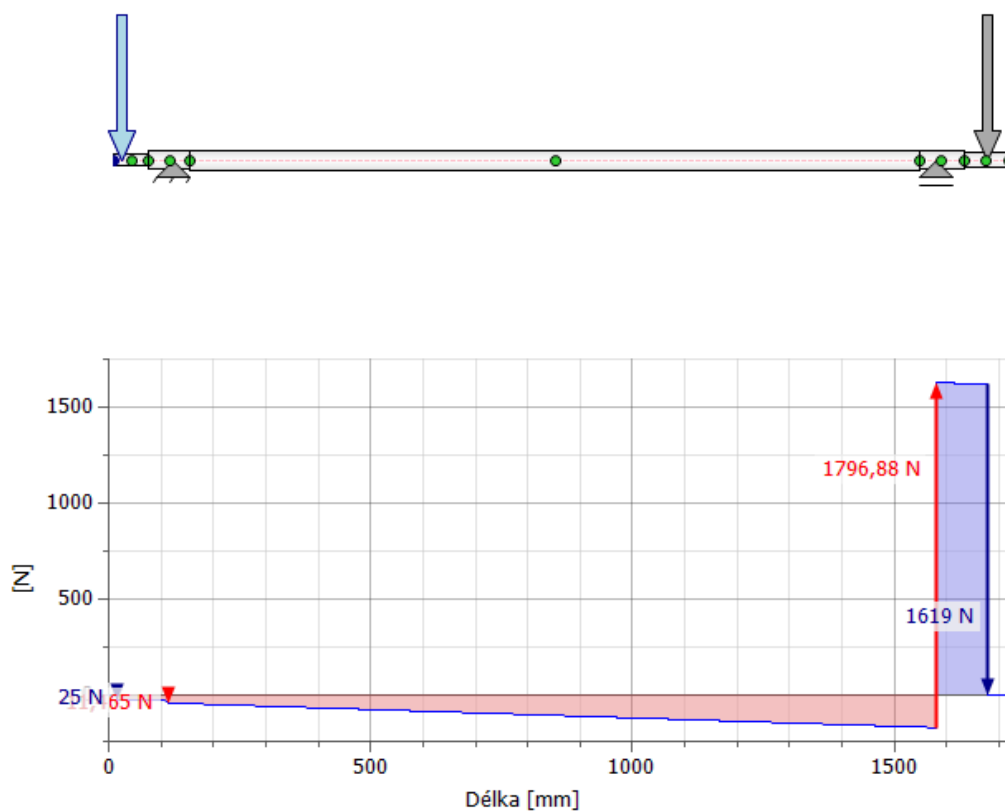
Axiální reakce v ložisku A:

$$\sum_{i=1}^n M_B = F_a - R_{Ax} = 0$$

$$R_{Ax} = F_a = 250 \text{ N} \quad (5.8)$$

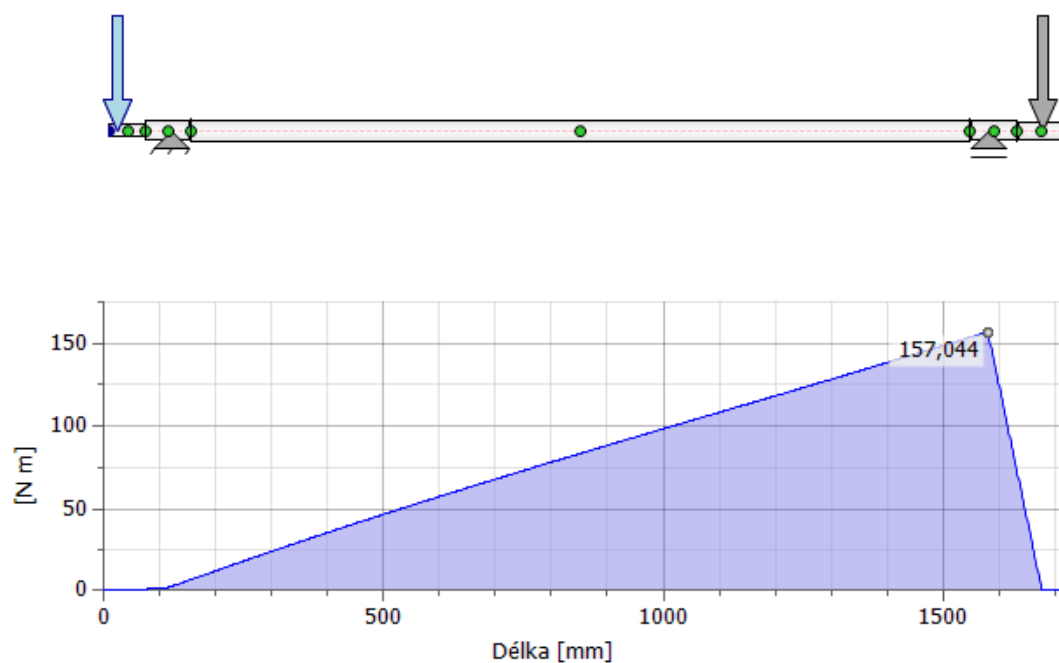
Průběh radiálních sil:

Průběh sil byl vykreslen pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2018.



Obr.5.2 průběh radiálních sil

Průběh ohybových momentů:



Obr. 5.3 Průběh ohybových momentů

Kroutící moment na velké řemenici:

$$M_{k_2} = \frac{P_2 \cdot 60 \cdot 10^3}{n_2 \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{3,87 \cdot 60 \cdot 10^3}{450 \cdot 2 \cdot \pi} = 83 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.9)$$

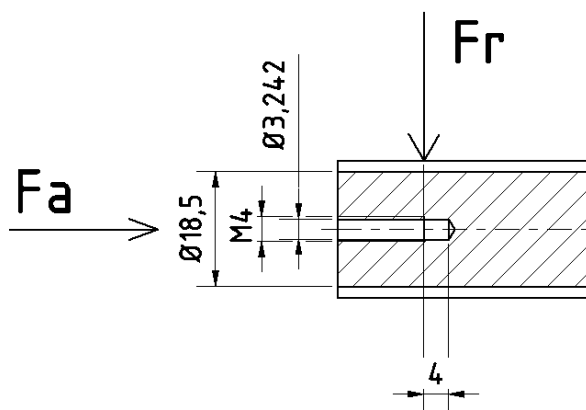
Kde:

$P_2$  – výkon na vrtuli – viz zadání

$n_2$  – otáčky vrtule – viz zadání

## 5.2 Kontrola nejmenšího průměru hřídele

Tuto kontrolu provádíme v místě, ve kterém je průměr evolventního drážkování zmenšený o díru pro šroub a zároveň působí největší ohybový moment. Požadovaná minimální bezpečnost byla zvolena  $k_{\min}=1,2$ .



Obr. 5.4 Řez nejmenším průměrem

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{F_r \cdot 4}{\frac{\pi}{32} \cdot (d_f^3 - d_d^3)} \cdot \alpha_{\sigma ev} = \frac{25 \cdot 4}{\frac{\pi}{32} \cdot (18,5^3 - 3,242^3)} \cdot 1,8 = 0,38 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

Kde:

$\alpha_{\sigma ev}$  – součinitel koncentrace napětí v ohybu  $\alpha_{\sigma ev} = 2,3$

Jelikož pro evolventní drážkování nejsou hodnoty určeny, byla zvolena hodnota 2,3, aby byla zaručena dostatečná bezpečnost.

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_{k_2}}{\frac{\pi}{16} \cdot (d_f^3 - d_d^3)} \cdot \alpha_{\tau ev} = \frac{83 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot (18,5^3 - 3,242^3)} \cdot 2,3 = 154 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

Kde:

$\alpha_{\tau ev}$  – součinitel koncentrace napětí v krutu  $\alpha_{\tau ev} = 2,3$

Jelikož pro evolventní drážkování nejsou hodnoty určeny, byla zvolena hodnota 2,3, aby byla zaručena dostatečná bezpečnost.

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot (d_f^3 - d_d^3)}{4}} = \frac{250}{\frac{\pi \cdot (18,5^3 - 3,242^3)}{4}} = 1 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

Redukované napětí podle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_t)^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(0,38 + 1)^2 + 3 \cdot 154^2} = 266,7 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

Statická bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{345}{266,7} = 1,29 \geq 1,2 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.12)$$

$R_e$  – mez kluzu pro materiál S355J0 = 345 MPa [7]

### 5.3 Kontrola průměru hřídele v místě s $M_{omax}$

Největší ohybový moment se nachází v místě uložení ložiska B na průměru  $d=35$  mm.

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{oM} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_B^3} = \frac{1619 \cdot 97}{\frac{\pi}{32} \cdot 35^3} = 37,3 \text{ MPa} \quad (5.13)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_M = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_B^3} = \frac{83 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot 35^3} = 9,86 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

Redukované napětí podle HMH:

$$\sigma_{redM} = \sqrt{\sigma_{oM}^2 + 3 \cdot \tau_M^2} = \sqrt{37,3^2 + 3 \cdot 9,86^2} = 41,02 \text{ MPa} \quad (5.15)$$

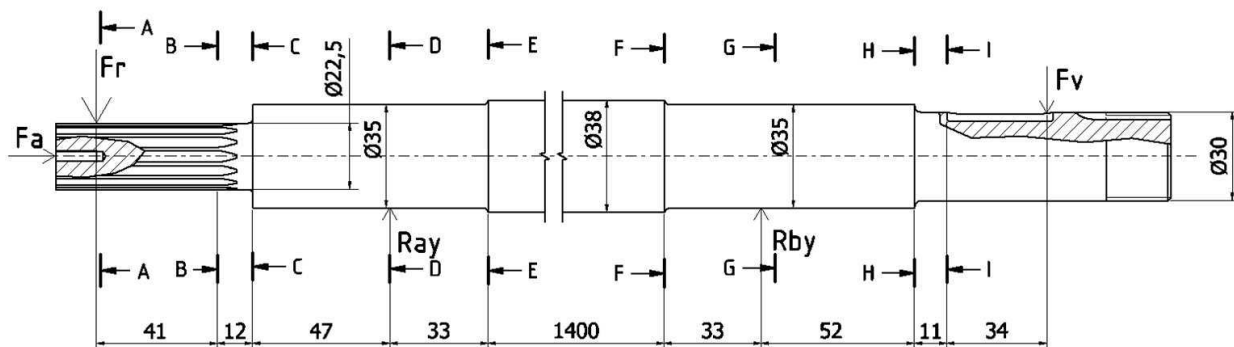
Bezpečnost:

$$k_M = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{345}{41,02} = 8,4 \geq 1,2 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.16)$$

$R_e$  – mez kluzu pro materiál S355J0 = 345 MPa [7]

## 5.4 Kontrola kritických míst hřídele na statickou únavu

Na hřídeli bylo stanoveno celkem devět kritických míst, které budeme kontrolovat na statickou únavu. Minimální bezpečnost je  $k_{min}=1,2$ .

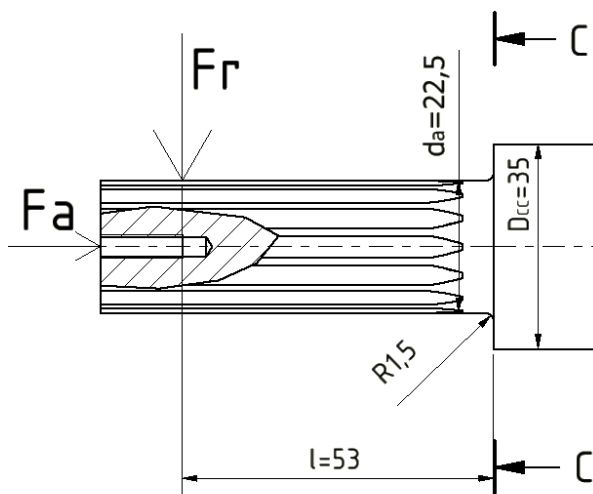


Obr. 5.5 kritická místa na hřídeli

### Průřez C-C

Pro názornost je vypočtena statická bezpečnost v místě řezu C-C.

#### Ohybový moment v místě C-C



Obr. 5.6 vzdálenost síly  $F_r$  od řezu C-C a potřebné rozměry v místě C-C

$$M_{oCC} = F_r \cdot 53 = 25 \cdot 53 = 1325 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.17)$$

#### Ohybové napětí

$$\sigma_{oCC} = \frac{32 \cdot M_{oCC}}{\pi \cdot d_a^3} \cdot \alpha_{\sigma CC} = \frac{32 \cdot 1325}{\pi \cdot 22,5^3} \cdot 1,9 = 2,25 \text{ MPa} \quad (5.18)$$

Kde:

$\alpha_{\sigma CC}$  – součinitel koncentrace napětí pro ohyb  $\alpha_{\sigma CC} = 1,9$  [1]

### Smykové napětí

$$\tau_{CC} = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_a^3} \cdot \alpha_{\tau CC} = \frac{16 \cdot 83 \cdot 10^3}{\pi \cdot 22,5^3} \cdot 1,75 = 65 \text{ MPa} \quad (5.19)$$

kde:

$\alpha_{\tau CC}$  - součinitel koncentrace napětí pro krut  $\alpha_{\tau} = 1,75$  [1]

### Tlakové napětí

$$\sigma_{tCC} = \frac{F_a}{\frac{\pi \cdot d_a^2}{4}} = \frac{250}{\frac{\pi \cdot 22,5^2}{4}} = 0,628 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

### Redukované napětí podle HMM:

$$\sigma_{redCC} = \sqrt{(\sigma_{tCC} + \sigma_{oCC})^2 + 3 \cdot \tau_{CC}^2} = \sqrt{(0,628 + 2,25)^2 + 3 \cdot 65^2} = 112,6 \quad (5.21)$$

### Součinitel statické bezpečnosti:

$$k_{sCC} = \frac{R_e}{\sigma_{redCC}} = \frac{345}{112,6} = 3,06 \quad (5.22)$$

Stejným způsobem provádíme kontrolu i pro zbylá kritická místa. Bezpečnost jednotlivých míst a další hodnoty jsou už jen zjednodušeně, bez dosazování do vzorců, znázorněny v tabulce (Tab 5.1).

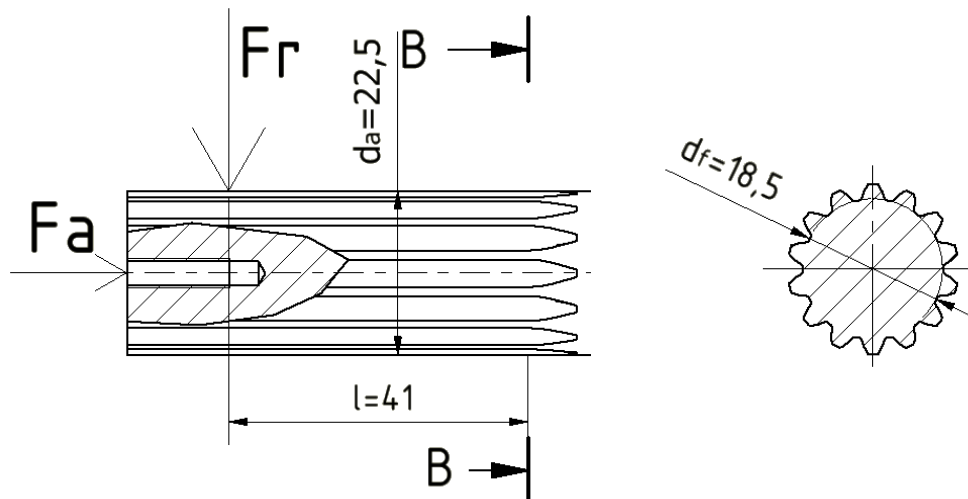
*Tab. 5.1 bezpečnost a napěťové hodnoty v kritických místech*

Detail/řez	Řez A-A	Řez B-B	Řez C-C	Řez D-D	Řez E-E	Řez F-F	Řez G-G	Řez H-H	Řez I-I
Ohybové napětí [MPa]	0,38	3,8	2,25	0,565	2,67	67,5	37,3	50,84	55
Smykové napětí [MPa]	154	154	65	9,86	12,82	12,82	9,86	23,5	47
Redukované napětí [MPa]	266,7	266,	112,6	17,08	22,36	71,05	41,02	65,12	98,24
Bezpečnost [-]	1,29	1,29	3,06	20	15,4	4,85	8,4	5,3	3,5

## 5.5 Kontrola kritických míst hřídele na dynamickou únavu

Dynamickou kontrolu provádíme pouze pro kritické místo s nejmenší statickou bezpečností. V tomto případě se jedná o místo v průřezu B-B (viz. obr. 5.5)

### Průřez B-B



Obr. 5.7 rozměry hřídele v průřezu B-B

$F_r$  – radiální síla od vrtule  $F_r = 25$  N

Skutečná mez únavy v ohybu:

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = 204,7 \cdot \frac{0,94 \cdot 0,9}{1,55} = 87,3 \text{ MPa} \quad (5.23)$$

Kde:

$\sigma_c$  – základní mez únavy v ohybu pro mat. S355J0  $\sigma_c = 204,7$  MPa [5]

$\varepsilon_v$  – součinitel velikosti volen  $\varepsilon_v = 0,94$  [1]

$\eta_p$  – součinitel jakosti povrchu volen  $\eta_p = 0,9$  [8]

$\beta$  – vrubový součinitel

$$\beta = 1 + \frac{\alpha_\sigma - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} = 1 + \frac{1,9 - 1}{1 + \frac{0,35}{\sqrt{0,3}}} = 1,55 \quad (5.24)$$

Kde:  $\rho$  – poloměr vrubu

$\sqrt{A}$  – Neuberova konstanta vrubové citlivosti volena  $\sqrt{A} = 0,35$  [9]

Amplituda napětí

$$\sigma_{aBB} = \frac{32 \cdot M_{oBB}}{\pi \cdot d_f^3} = \frac{32 \cdot 25 \cdot 41}{\pi \cdot 18,5^3} = 1,65 \text{ MPa} \quad (5.25)$$



#### Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu

$$k_{doBB} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{aBB}} = \frac{87,3}{1,65} = 53 \quad (5.26)$$

#### Součinitel statické bezpečnosti ve smyku

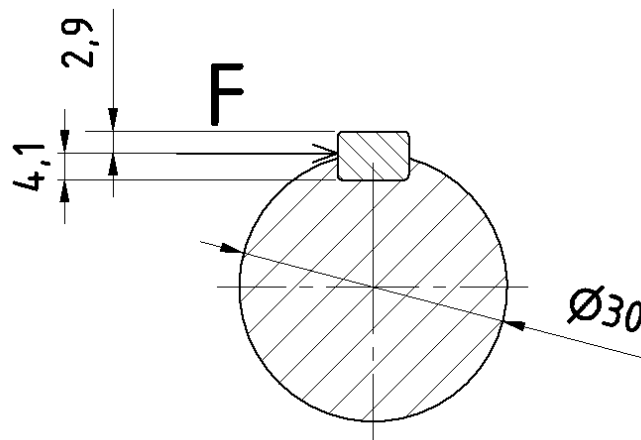
$$k_{s\tau BB} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{BB}} = \frac{0,577 \cdot 345}{154} = 1,29 \quad (5.27)$$

#### Výsledná bezpečnost

$$k_{vBB} = \frac{k_{doBB} \cdot k_{s\tau BB}}{\sqrt{k_{doBB}^2 + k_{s\tau BB}^2}} = \frac{53 \cdot 1,29}{\sqrt{53^2 + 1,29^2}} = 1,29 \quad (5.28)$$

### 5.6 Kontrola pera na otláčení:

Tuto kontrolu provádíme pro pero, které přenáší krouticí moment z velké řemenice na hřídel. Pero bude umístěné v drážce na průměru  $d_{II}=30$  mm v oblasti řezu I-I



Obr. 5.8 Znázornění síly působící na pero

#### Návrh délky pera:

$$p_d = \frac{F_t}{l_p \cdot t_1} \leq p_{dov} \rightarrow l_{minp} = \frac{F_t}{p_{dov} \cdot t_1} = \frac{5533,3}{65 \cdot 2,9} = 29,4 \text{ mm} \quad (5.29)$$

Volím délku pera  $l_p=36$  mm [4].

Kde:

$t_1$  – výška pera v náboji  $t_1 = 2,9$  mm [4]

$p_{dov}$  – dovolený tlak volen  $p_{dov} = 65$  MPa [4]

$F_t$  – tečná síla působící na pero

$$F_t = \frac{M_{k2}}{\frac{d_{II}}{2}} = \frac{83 \cdot 10^3}{\frac{30}{2}} = 5533,3 \text{ N} \quad (5.30)$$

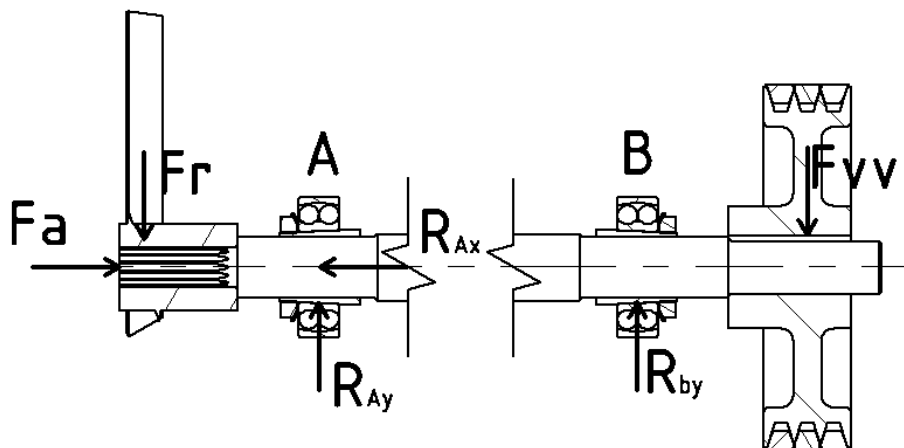
Kontrola na otlačení:

$$p_d = \frac{F_t}{l_p \cdot t_1} \leq p_{dov}$$
$$p_d = \frac{5533,3}{36 \cdot 2,9} \leq 90 \quad (5.31)$$

$$p_d = 53 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 6 Výpočet trvanlivosti ložisek

Jelikož na ložiska budou působit radiální i axiální síly, volíme pro uložení hřídele kuličková naklápěcí ložiska dvouřadá z katalogu SKF.



Obr. 6.1 Reakce v ložiscích

Výsledná radiální reakce v podpoře A:

$$R_{vrA} = K_A \cdot R_{Ay} = 1,5 \cdot (-80,5) = -120,75 \text{ N} \quad (6.1)$$

Kde:

$K_A$  – součinitel jednorázového přetížení volen  $K_A = 1,5$  [10]

Výsledná axiální reakce v podpoře A:

$$R_{vaA} = K_A \cdot F_a = 1,5 \cdot 250 = 375 \text{ N} \quad (6.2)$$

Výsledná radiální reakce v podpoře B:

$$R_{vrB} = K_A \cdot R_{By} = 1,5 \cdot 1724,5 = 2586,75 \text{ N} \quad (6.3)$$

Tab. 6.1 Tabulkové hodnoty pro ložisko 1208 EKTN9 z katalogu SKF [11]

Označení	Dynamická únosnost C	Statická únosnost C <sub>0</sub>	Mezní únavové zatížení P <sub>U</sub>	Výpočtový součinitel k <sub>r1</sub>	Výpočtový součinitel e <sub>1</sub>
	[kN]	[kN]	[kN]	[-]	[-]
1208 EKTN9	19,9	6,95	0,36	0,04	0,22

#### Statická kontrola:

$$s_0 = \frac{C_0}{R_{vrB}} = \frac{6950}{2586,75} = 2,68 \quad (6.4)$$

$$s_0 \geq s_{0min} \rightarrow 2,68 \geq 2 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$s_{0min}$  – nejmenší požadovaná statická bezpečnost volena  $s_{0min}=2$  [2]

#### Maximální přípustné axiální zatížení ložiska:

$$F_{ap} = 0,003 \cdot B \cdot d = 0,003 \cdot 18 \cdot 35 = 1,89 \text{ kN} \quad (6.5)$$

Kde:

B – šířka ložiska B= 18 mm [11]

d – průměr díry ložiska d= 35 mm [11]

#### Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

Počítáno bude ložisko B, jelikož je namáháno značně větší silou než ložisko A.

Vzhledem k tomu, že v ložisku B nepůsobí axiální síla, počítáme zatížení pro  $\frac{F_a}{R_{vrB}} \leq e_l$

$$P = R_{vrB} + Y_1 \cdot F_a \rightarrow P = R_{vrB} = 2586,75 \text{ N} \quad (6.6)$$

#### Základní trvanlivost ložiska:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{R_{vrB}} \right)^p = \left( \frac{19900}{2586,75} \right)^3 = 455,3 \text{ mil. ot.} \quad (6.7)$$

Kde:

p – exponent rovnice trvanlivost pro ložiska s bodovým stykem - p= 3 [2]

#### Trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 430} \cdot 455,3 = 17647,3 \text{ hod} \quad (6.8)$$

#### Střední průměr ložiska:

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{35 + 80}{2} = 57,5 \text{ mm} \quad (6.9)$$

#### Mazání ložiska:

Dle katalogu SKF stanovujeme minimální viskozitu zajišťující správné mazání pro otáčky  $n_2=430 \text{ ot/min}$   $\vartheta_{1min} = 38 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  [12]

Z katalogu SKF stanovujeme mazivo dle klasifikace ISO VG 100 s viskozitou  $\vartheta_1 = 100 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  při  $40^\circ\text{C}$ . [12]

Jako mazivo bude použit mazací tuk LA 2 400 g. Kinematická viskozita tohoto tuku při  $40^\circ\text{C}$  je  $\vartheta = 120 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  [13]

#### Viskózní poměr:

$$k_v = \frac{\vartheta}{\vartheta_1} = \frac{120}{100} = 1,2 \quad (6.10)$$

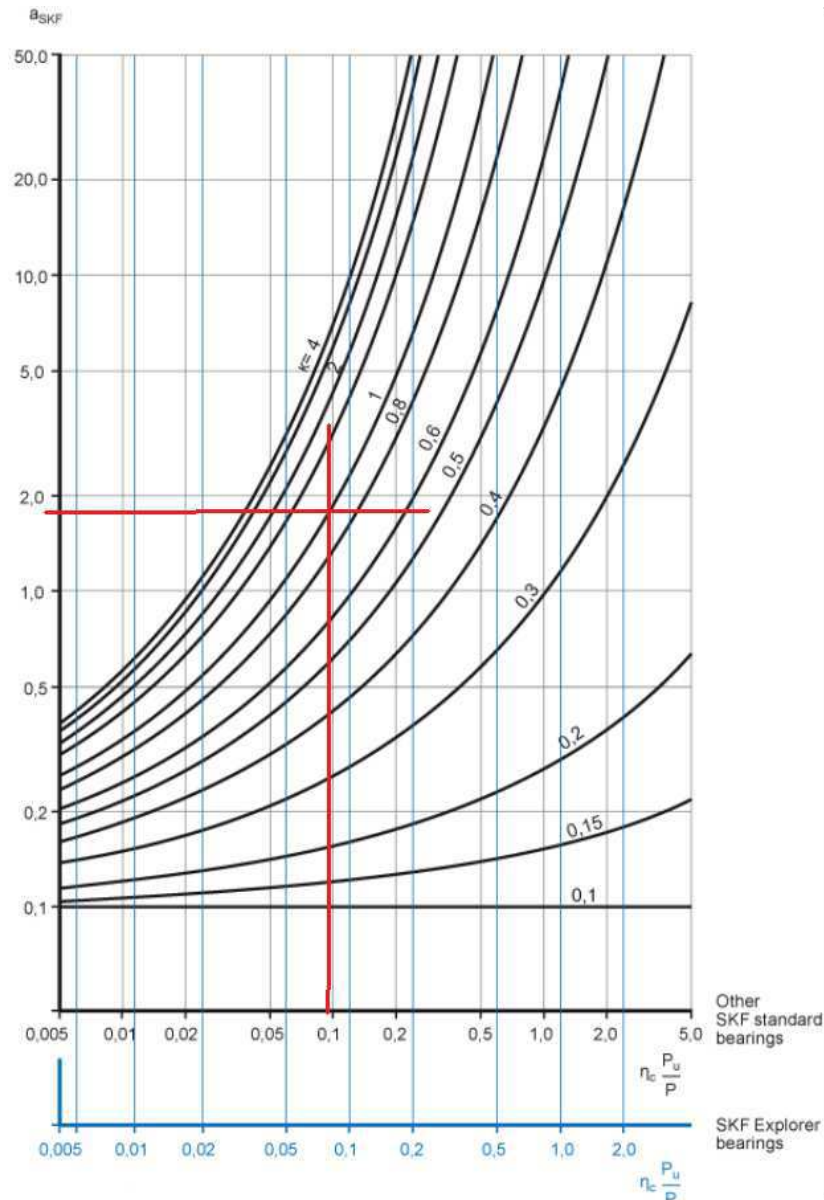
#### Poměr:

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{R_{vrB}} = 0,7 \cdot \frac{360}{2586,75} = 0,097 \quad (6.11)$$

Kde:

$\eta_c$  – součinitel znečištění ložiska volím 0,7 [14]

### Stanovení součinitele $a_{SKF}$ :



Obr. 6.2 diagram pro určení součinitele  $a_{SKF}$  [14]

Dle obr. 6.2 Stanovujeme velikost součinitele  $a_{SKF} = 1,8$ .

### Výpočet základní trvanlivosti podle SKF:

$$L_{10SKF} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 1,8 \cdot 455,3 = 819,54 \text{ mil. ot.} \quad (6.12)$$

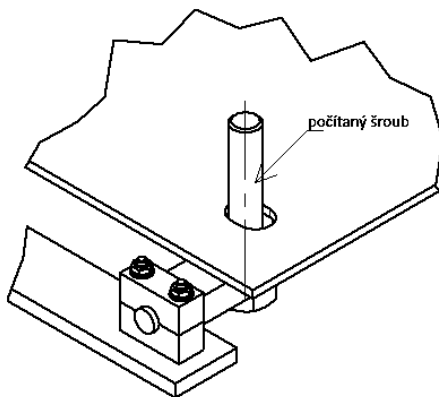
$a_1$  – součinitel spolehlivosti  $a_1 = 1$  [14]

### Trvanlivost v provozních hodinách podle SKF:

$$L_{10hSKF} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10SKF} = \frac{10^6}{60 \cdot 430} \cdot 819,54 = 31765 \text{ hod} \quad (6.13)$$

## 7 Návrh napínacího šroubu

Při tomto návrhu budeme vycházet z již vypočtené potřebné napínací síly řemene. Pevnostní třída šroubu byla stanovena 4.8.



Obr. 7.1 počítaný šroub napínacího zařízení

Tahové napětí:

$$\sigma_{tš} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot \beta} \leq \frac{R_e}{k_s}$$

$$d_{šmin} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot k_s}{\pi \cdot \beta_k \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 552 \cdot 1,6}{\pi \cdot 1,3 \cdot 320}} = 2,7 \text{ mm} \quad (7.1)$$

Kde:

$k_s$  – bezpečnost šroubu volena 1,6

$R_e$  – mez kluzu určena dle pevnostní třídy šroubu

$$R_e = 4 \cdot 8 \cdot 10 = 320 \text{ MPa}$$

$F_o$  – předpětí řemene viz (4.15)

$\beta_k$  – součinitel vlivu neznámého krutu pro jednochodý závit  $\beta_k = 1,3$  [3]

Pro systém napínání motoru volím šroub **ČSN EN ISO 8676 M10x1,25x50** [4].

Kontrola:

$$\sigma_{tš} = \frac{F_o \cdot k}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \beta_k} \leq \frac{R_e}{k}$$

$$\sigma_{tš} = \frac{552 \cdot 1,6}{\frac{\pi \cdot 8,466^2}{4} \cdot 1,3} \leq \frac{320}{1,6} \quad (7.2)$$

$$\sigma_{tš} = 12,07 \leq 200 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$d_3$  - nejmenší průměr závitu –  $d_3 = 8,466 \text{ mm}$

## 8 Závěr

Tato bakalářská práce se zabývala konstrukčním návrhem cirkulačního čerpadla.

Všechny body cíle této práce byly splněny, popsány, navrženy a pevnostně zkontrolovány. Celá konstrukce má potřebné výpočtové a výkresové podklady pro případnou výrobu a je schopna plnit svoji funkci při kalení.



## Poděkování:

Rád bych tímto poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce za odborné rady, trpělivost a přínosné konzultace během tvorby této bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval svému otci za cenné praktické rady při tvorbě konstrukčního návrhu.

## 9 Seznam příloh

Příloha A – Výpočet potřebného počtu klínových řemenů

Příloha B – Výkres sestavy cirkulačního čerpadla (KSS-01)

Příloha C – Výrobní výkres hřídele čerpadla (KSS-02)

Příloha D – Kompaktní disk obsahující – Bakalářská práce

– Výkres sestavy

– Výkres hřídele

## 10 Seznam použité literatury

- [1] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II. Hřídele, tribologie, ložiska*. vyd. Brno: VUT Brno, 1987.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [4] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [5] KUDELKA, M. *Únavové vlastnosti konstrukční oceli 11 523*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 35 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Stanislav Věchet, CSc..
- [6] Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1DD33 5.5kW,720ot. *Elektromotory Moravec* [online]. Hoštejn [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-750-otacek/1le1001-1-1-2-2-1-2.html>
- [7] Přehled vlastností oceli S355JO. *Bolzano* [online]. Kladno [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355jo>
- [8] NÁVRH A VÝPOČET DYNAMICKY NAMÁHANÉHO ŠROUBU PŘÍRUBOVÉHO SPOJE Vysokoškolská příručka. *Katedra částí a mechanismů strojů* [online]. Ostrava: Kaláb, 2013 [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>

- [9] Jiří Černota: *Koncentrátory napětí v leteckých konstrukcích*, bakalářská práce, Brno, FSI VUT v Brně, 2014
- [10] Výpočty a konstrukce strojních dílů cvičení. *Katedra částí a mechanismů strojů* [online]. Ostrava: Havlík, Maršálek, 2014 [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: [https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Cviceni\\_VaKSD.pdf](https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Cviceni_VaKSD.pdf)
- [11] Self-aligning ball bearings. *SKF* [online]. Göteborg [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/index.html?designation=BD-1208%20EKTN9-H%20208&unit=metricUnit>
- [12] Mazání – viskózní poměr  $\kappa$ . *SKF* [online]. Göteborg [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/lubrication-condition-viscosity-ratio/index.html>
- [13] LA 2 400g tuba. *Maziva PM s.r.o.* [online]. Starý Plzenec [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <http://www.maziva-pm.cz/index.php?pg=product&id=117&col=9&par=42>
- [14] Součinitel trvanlivosti podle SKF, aSKF. *SKF* [online]. Göteborg [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/life-modification-factor/index.html>
- [15] Výpočet řemenových převodů Conti SUITE ke stažení. *TYMA Specializovaný dodavatel* [online]. Trmice [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/ke-stazeni/vypocet-prevodu-conti-suite/>
- [16] Nádrž pro kalicí médium s nucenou cirkulací, zejména pro kalicí automaty s indukčním ohřevem. *Databáza patentů Slovenska* [online]. Havlík, Toman, 1987 [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <http://skpatents.com/4-248398-nadrz-pro-kalici-medium-s-nucenou-cirkulaci-zejmena-pro-kalici-automaty-s-indukcnim-ohrevem.html>

- [17] Profily ocelové uzavřené (jäckly). *Ferona* [online]. [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/38768/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-50x30x4>
- [18] GUFERA - STANDARDNÍ SORTIMENT TYP AS. *HENNLICH TĚSNĚNÍ* [online]. Litoměřice [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://tesneni.hennlich.cz/produkty/hridelova-tesneni-gufera-standardni-sortiment-11548/typ-as.html>
- [19] ROZMĚROVÉ ŘADY - O-KROUŽKY. *HENNLICH TĚSNĚNÍ* [online]. Litoměřice [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/tesneni-o-krouzky-356/rozmerove-rady-o-krouzky.html>
- [20] Adapter sleeves for metric shafts. *Skf* [online]. Göteborg [cit. 2018-05-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-accessories/adapter-sleeves/adapter-sleeves-for-metric-shafts/index.html?designation=H%202308&unit=metricUnit>